

专 题 资 料

国外直流锅炉 和燃油锅炉

一九七四年六月

科学技术文献出版社重庆分社

TK-29

307/03

第一部分 直流锅炉

直流锅炉的发展和现状

目前，公用发电厂和大型工业发电厂所使用的锅炉，可分为以下三大类：

1. 自然循环锅炉；
2. 强迫循环锅炉；
3. 有附加循环和无附加循环的直流锅炉(图1)。

在自然循环锅炉中，为了建立冷却（水冷壁管）所需的循环，利用了下降管中沸腾水和上升管中水汽混合物的重量差。制造厂应注意到这种给定条件，并按需要的上升力（与压力有关）来把锅炉制造得稍高一些，而不要太粗大。

在强迫循环锅炉中，水冷壁管里的流动是由水泵强迫进行的，因而制造厂在制造锅炉时有较大的自由，并可考虑到空间情况。

对自然循环和强迫循环的锅炉而言，由于压力的关系，使用范围是有限。汽包内的压力极限约为190或200表压。

与此相反，直流锅炉可采用任何压力。通常是用给水泵迫使工质流过锅炉（具有或者没有中间水箱），当水只是一次流过锅炉各部件后，就成为达到所要求温度的蒸汽而进入过热器。

直流锅炉是在第一次世界大战后不几年开始发展起来的。当时曾认为100个表压左右是最高压力。为了建立最经济的发电厂，必须提高压力和提高温度。但这受到所用耐热钢材、给水化学处理水平以及当时还不十分清楚的蒸汽系统的稳定性等问题的限制。要进一步制造无汽包锅炉的动机，在于汽包的高价和大小（其长度和直径）的增加没有止境。原型直流锅炉的研制是在不同地方，并且在互无联系的情况下进行的。这里要介绍的解决方案有：

- 本生锅炉；
- 苏尔寿单管锅炉；
- 拉姆辛锅炉。

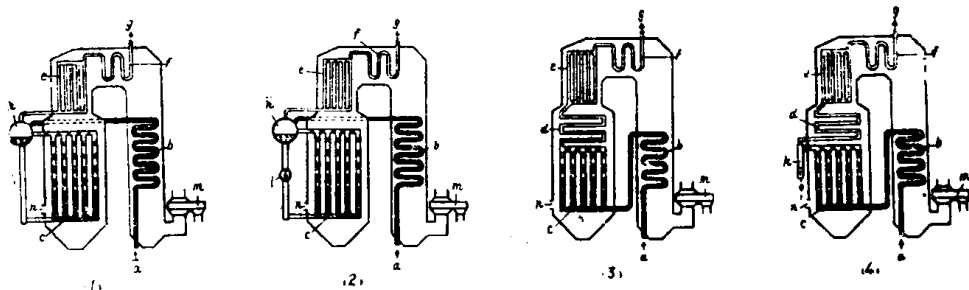


图1 锅炉型式

(1) — 自然循环锅炉； (2) — 强迫循环锅炉； (3) — 本生锅炉； (4) — 苏尔寿锅炉。

b—省煤器； c—蒸发器； d—蒸发器末段或一级过热器； e—辐射过热器； f—对流过热器； g—蒸汽； h—汽环泵； k—汽水分离器； l—混合室； m—空气预热器； n—喷燃器。

一、本生锅炉

捷克工程师穆勒，在第一次世界大战时，在英国取名叫马克·本生。

他在1922年发表了一项关于直流锅炉的专利。这种结构利用了超过临界压力时水直接变成干蒸汽的事实，这样便可免去了蒸发时的两相状态，并且可以不再需要作为水汽分离装置的汽包。因为当时的发电厂

A401203

还没有掌握这么高的压力，所以，在后面采用节流减压的办法取得期望的工作压力（图2）。

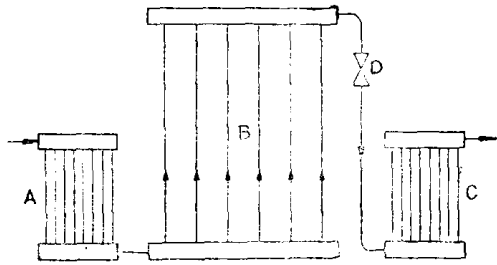


图2 原始本生锅炉示意图

A—省煤器；B—辐射段；C—过热器；D—节流减压阀。

在英国、美国和当时的德国，对这个基本概念继续在试验设备上进行了验证。但是，这种系统只在德国达到了运行上成熟的程度。在1923年，西门子—舒克特公司采用了本生的专利。因而以后的发展便与汉斯·哥莱西曼的名字不可分离地联系起来。

第一台生产用的本生锅炉，于1927年在西门子—舒克特公司的加汤弗特电缆厂投入运行。它的主要参数是：30吨/时，180表压，450℃。

第二台本生锅炉于1930年安装在比利时的郎格布鲁格发电厂。它的主要参数是：125吨/时，临界压力，450℃。

燃烧室为八角形或圆形断面。水冷壁用螺旋形缠绕的管屏组成。

由于锅炉里压力很高，给水泵要消耗非常大的功率，这对锅炉的效率是不利的。因此，西门子—舒克特公司放弃了在临界压力下运行的设想，而在锅炉系统内加装了一个蒸发器。这可以按不同的方式实现。

在第二次世界大战后，直流锅炉的制造异常兴盛。在数年之内锅炉有了很大发展。大约在1960年本生锅炉已具有下列的主要特点（图3）：给水在流经锅炉尾部的省煤器后，水或水汽混合物进入辐射蒸发器；蒸发器末段（或末段蒸发器）位于适中的烟温范围内，这是因为在这种情况下，工作介质里的盐分可以沉淀下来，并且在这里因炉管内壁结垢而引起的管壁过热现象可以受到控制；干蒸汽在过热器里将获得预期的加热。

辐射蒸发器（图4）由数个互相连接的管屏构成。在受热的上升管内，介质向上流动。相邻的管屏用不受热的下降管连接。当水在第一只管屏内按给定的管数进行分配时，那么工质在以后进一步受热和蒸发过程中，水汽混合物必然将在许多管子间进行再分配。

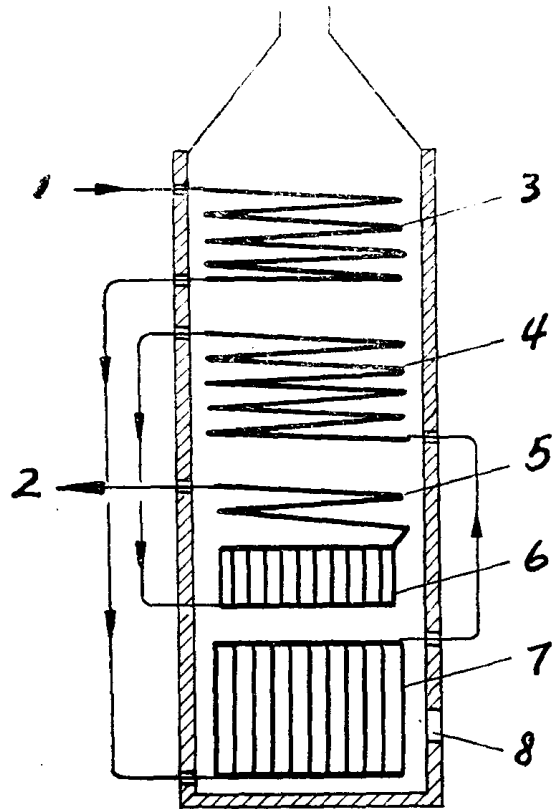


图3 本生锅炉示意图

1—给水入口；2—蒸汽出口；3—省煤器；4—末段蒸发器；5—对流过热器；6—辐射过热器；7—辐射蒸发器；8—喷燃器。

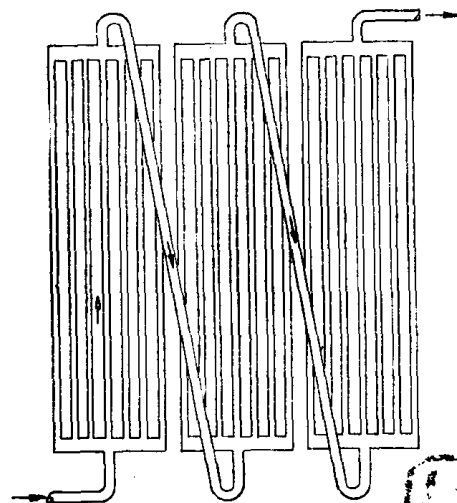


图4 本生锅炉的辐射蒸发器

本生锅炉在自动调节方面的发展（与下述的苏尔寿锅炉相反），没有锅炉的发展那么快。本生锅炉的出口温度可调节在恒定值上。燃料随水量变动。在多数情况下均有喷水调节，并可保持给水和喷水的比

例。在每一负荷下，均应保持燃料和水的适当比例。为了预测该比例的变化趋势，备有通水的小型附加受热面。当该受热面的进出口温差变化时，便意味着燃料和水的比例有了变化，于是便投入相应的调节装置。

二、苏尔寿锅炉

第一台试验性的苏尔寿单管锅炉于1929年在维特图建成。在1932年第一台工业用的单管锅炉投入运行。

值得提出的是，第一台苏尔寿单管锅炉没有固定不变的蒸发点，而是由贯通的管圈组成。用一套喷水装置来调节过热温度。在以后数年，单管锅炉一直在亚临界范围内发展，直到前几年才成为定型的苏尔寿锅炉（图1）。构思的基本原则如下：

1. 介质应在还未产生汽泡（即全是水）时就在许多互相平行的管屏间进行分配；

2. 蒸发点应控制在亚临界压力下的设备（即分离器）内，这一点对调节来说很有意义，并且还有可能进行排污，即可采用与自然循环锅炉一样的给水质量。

因为苏尔寿锅炉是与它的调节装置同时发展起来的，所以在这里还应该谈一下它的调节。如前所述，在苏尔寿单管锅炉里，工质在管系间的分配，是在某个范围内进行的。在这个范围内无论是在多大的负荷和可能出现的运行情况下，都应明确保证介质是水而没有产生蒸汽。在管系的各管上都装有可调的管系节流阀，可调节各种管阻。从该点起，到所谓苏尔寿罐（即到蒸发终点）为止，介质不再混合。因此可以保证炉管均匀冷却。通过适当选择流速和压降，便可获得流动的稳定性。

图5表示工作介质的流程示意图：水从给水箱（26）经给水泵（5）和给水调节站（6、7、8）进入省煤器（1）。借助管系节流阀（示意图内未绘出）在各管间进行分配。再经蒸发器（2）进入汽水分离器，它也叫做苏尔寿罐（12）。在罐里水与蒸汽分离。饱和蒸汽在过热器（3、4）里加热到要求的过热温度。最后，蒸汽经配汽阀（20）进入汽轮机，并由凝汽器再进入给水箱。

苏尔寿锅炉通常和自然循环锅炉一样，在任何负荷下，蒸发点都保持在一定位置。蒸发点固定不变的优点是可将各个调节回路分开，并使其不发生相互影响。

锅炉的内部调节可分为四个回路：①给水调节；②分离器水位调节；③汽温调节；④汽压调节。

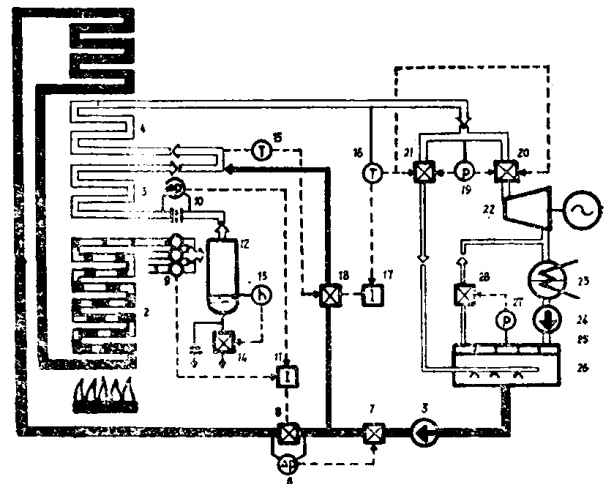


图5 苏尔寿单管锅炉调节原理示意图

1—省煤器；2—蒸发器；3—前过热器；4—后过热器；5—给水泵；6—压差测量装置；7—差压调节阀；8—给水调节阀；9—复式恒温器；10—蒸汽流量测量装置；11—给水调节校正机构；12—汽水分离器；13—水位测量装置；14—水位调节阀；15、16—恒温器；17—温度调节校正装置；18—喷水阀；19—蒸汽压力测量装置；20—配汽阀；21—旁路阀；22—汽轮机；23—凝汽器；24—凝结水泵；25—（原文未注解）；26—给水箱。

1. 给水调节装置

给水调节装置主要由差压调节阀（ ΔP 阀）（7）、给水调节阀（8）和压差测量装置（6）组成。它的任务是使给水量适应各种燃烧负荷。在苏尔寿给水调节装置中，不是燃烧随着给水，而是给水随着燃烧变动。供给蒸发器的水量，应保持苏尔寿罐出口经常在蒸发状态。

粗调节由蒸汽流量脉冲（10）直接作用于分离器。因为蒸汽的体积比蒸汽的温度变得迅速，所以粗调节将首先动作。接着，细调节根据分离器（12）前的复式恒温器（9）所测得的温度动作。两个调节脉冲首先传到恒温调节器（11），在这里发生变换并且相互叠加。然后，合成脉冲再作用于给水调节阀的伺服马达。

因为在蒸发器出口处的饱和蒸汽中还含有残余水分，所以饱和蒸汽温度不能作为衡量工质的标准。因此，一些管子的管系节流阀应关小到使该管在分离罐处的出口温度高于饱和温度约 15°C 。在这样微过热的导管系后，给水调节便可按预定的工况进行。

在锅炉运行期内，由于结焦或其他影响，部分管子的热负荷可能高于管屏的热负荷，复合式恒温器将检验一系列管子的出口温度。这时，温度最高的管子将发出调节脉冲。因此，首先应使不利于调节的锅炉和离心式给水泵的趋向相反的特性曲线不产生影响，而使给水流量仅决定于给水调节阀的开度。这样，给

水量只与给水调节阀的开度有关，而水泵压力和随负荷变动的锅内压降将不起作用。

若打开给水调节阀，压差便下降，当压降恢复到规定值时，差压阀打开。

若关闭给水调节阀，压差便升高，当压降恢复到规定值时，差压阀关闭。

2. 分离器水位调节

借助水位调节阀（14）可将苏尔寿罐里的水位保持在期望的水平上。

3. 汽温调节

苏尔寿锅炉的新汽温度调节与自然循环锅炉相同。通常是用喷水减温器来进行的。

4. 压力调节

在锅炉出口处，配汽阀（20）和旁路阀（21）并联。汽轮机的额定压力处于旁路阀和配汽阀的调节压力之间。压力降低时，汽轮机前的配汽阀关小以保持规定的压力。当压力超过额定值时，旁路阀打开使一部分蒸汽经过一个启动用的容器排至给水箱（26）。

配汽阀只在汽温达到一定的规定值时才打开。而在汽温降低到低于规定的最低值时，它将关闭。

分离罐要完成的任务如下：

- ①保持蒸发点固定；
- ②尽可能地使水中盐份析出；
- ③防止后面的过热器进水；
- ④考虑到蒸发器的流动稳定性，经常流过分离罐的最低流量应保持约为锅炉额定负荷的30%。当锅炉负荷低于30%时，罐内的多余水量将返回到给水箱里。

离开罐的饱和蒸汽中残余的水份应低于0.3%。

三、拉姆辛锅炉（图6）

在1936年，当时的德国文献报导了在苏联研制和建成的第一台拉姆辛锅炉。其容量为150吨/时，工作压力为140表压，过热温度为500℃。值得提及的是，蒸发器由盘旋渐升管构成。流动方向自下而上。

从构造型式上讲，有带汽水分离器和不带汽水分离器的锅炉，也有带分离汽包和带自然水循环的附加蒸发受热面的锅炉。为了提高稳定性，在盘旋管上装有节流圈。此外，还制成了压力仅为35个绝对大气压的拉姆辛锅炉。

四、直流锅炉的初期发展

前面介绍的各种类型的锅炉，大致是1960年以前的情况。因为从那时起有了新的发展，前述各种类型

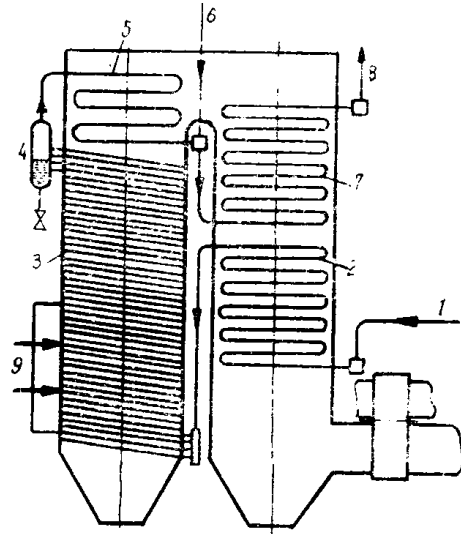


图6 拉姆辛锅炉示意图

1—给水入口；2—省煤器；3—蒸发器；4—汽水分离器；5—辐射过热器；6—喷水装置；7—对流过热器；8—主蒸汽管；9—喷燃器。

间的明显差别业已消失。促使这一发展的原因是：锅炉的体积不断增大，锅炉炉管已过渡到采用无炉墙的焊接结构，以及锅炉机组实行滑压起动等。由于用户的愿望，或者说特别是用户对于锅炉的要求，才制成了具有平行水冷壁管或有分离罐的本生锅炉，此外，还制成了亚临界的苏尔寿单管锅炉，这种锅炉的蒸发点是不固定的，而且分离器里有可能过热。

五、亚临界直流锅炉

在有炉墙和有外壳结构的锅炉上，制造厂可以相当自由地布置蒸发管。水冷壁可由垂直管或水平管构成，或者由这两种形式的管子联合构成。

但是在膜式水冷壁的燃烧室里，情况就不同了。在这里应尽可能使焊接在一起的相互邻近的管子温度相等。这种要求可由下列两种方式来解决：

1. 燃烧室内有附加循环的直流锅炉——

燃烧室与自然循环锅炉相同，由垂直管互相焊接而成。冷却燃烧室需要的质量流量，由蒸发系统的附加循环来保证。

2. 盘旋式水冷壁——

互相平行的管数应这样选择：即在预见的最小负荷时，仍有能够保证足够冷却的同时流过管子的质量流量。这些管子均匀地分布在燃烧室周围，并且是倾斜的，能相互分开以便进行焊接（图7）。这样布置时，因每个高度上的所有管子均受到同样的加热，所以就有相同的温度。

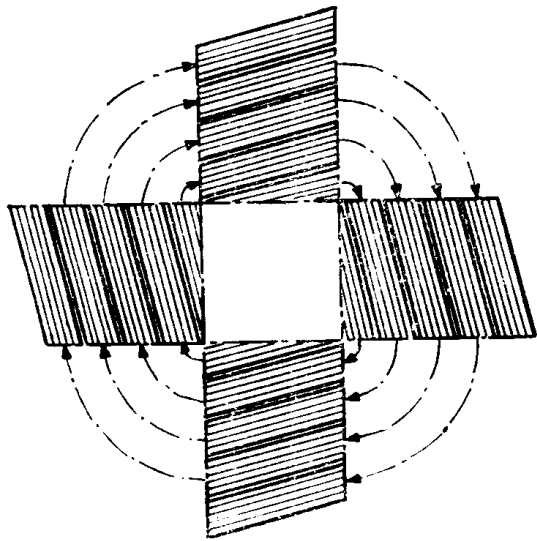


图7 螺旋盘绕管（多导管焊接）

在一种变型结构上（图8），正方形燃烧室里的管子布置为互相对立的两路。两侧为水平缠绕。这样联接时，相邻管束的最外侧管子间将产生温度差，但是这种温差是允许的，并且对于进行焊接也不致造成什么妨碍。

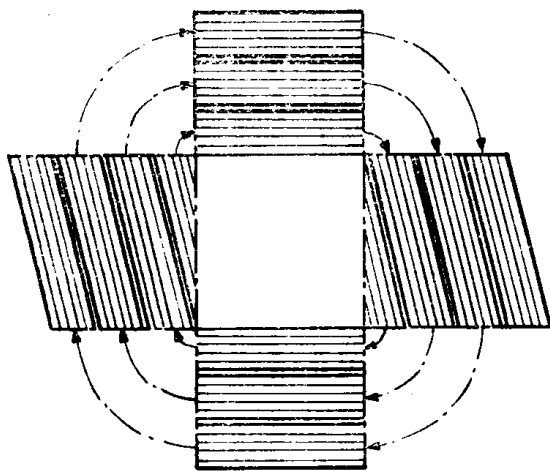


图8 管束盘绕（双流程焊接）

亚临界直流锅炉的水冷壁，主要可分为下列三种（图9）：

- a) 水冷壁管垂直布置。循环泵装在主循环回路里；
- b) 管子呈螺旋状盘绕。当低于一定的负荷时，装在附加循环回路里的循环泵就投入；
- c) 管子呈螺旋状盘绕。但在低于一定的负荷时，为了保护蒸发器，给水泵仍将供给恒定的水量。过剩的水量将从分离器经过给水加热器，返回给水箱。

此外，还有各种不同的型式。

例如，如图10所示的管子垂直布置的锅炉，是一

台30万瓩的燃油锅炉。

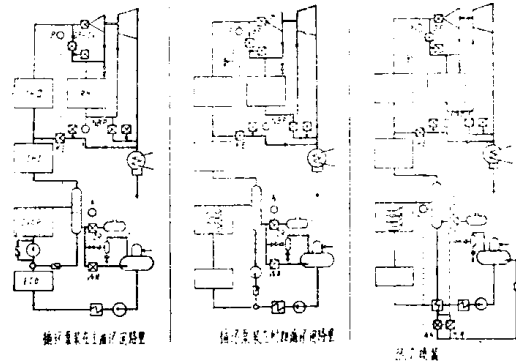


图9 苏尔寿单管锅炉的循环、启动和排污系统

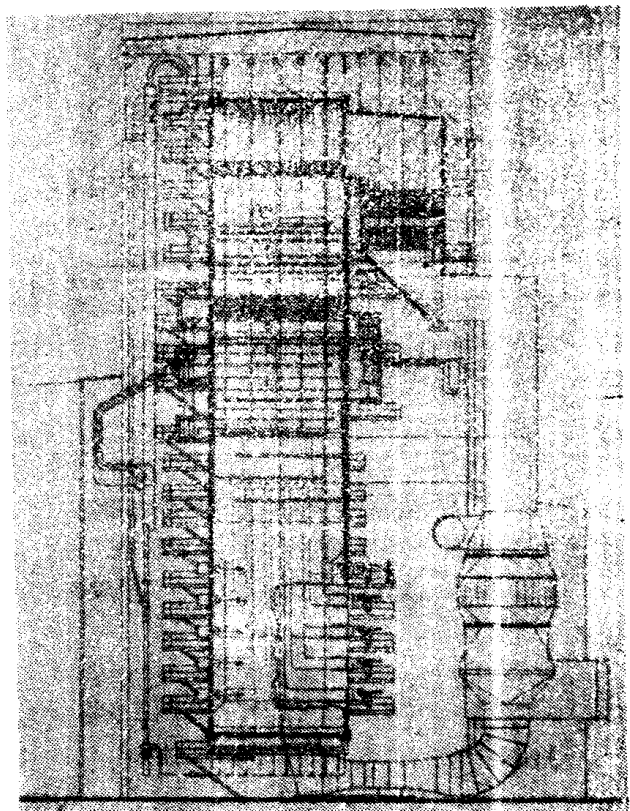


图10 燃油锅炉，30万瓩，912吨/时，190表压，535/535°C

铭牌数据：最大连续负荷：912吨/时；
过热器出口压力：190表压；
汽温：535/535°C。

该设备已在文献中多次报导。蒸发管的冷却，由附加的强迫循环加以保证（图11）。在满负荷时，供给蒸发管的水量比排出的蒸汽量要多32%。在部分负荷时，蒸发管中的流量下降很少。

其系统如图12所示。给水在流过省煤器时是欠热的，进入混合器后，给水与汽水分离器里的沸腾水混合。因此，工质在循环泵前很明显是欠热的。在经过蒸发段后，全部水量被压入汽水分离器。为了克服各个管子里的受热不均和阻力不均等现象，在许多上升

管里安装了节流圈。近来,将阻力类似的管子都联接在同一个入口联箱上,并将导管的节流圈均安装在联箱附近。

发表。

作为具有盘绕式水冷壁的直流锅炉的例子,图13示出了在瑞典成功地运行了约两年的苏尔寿单管式锅炉。这时又订制了第二台相同特点的锅炉。其系统

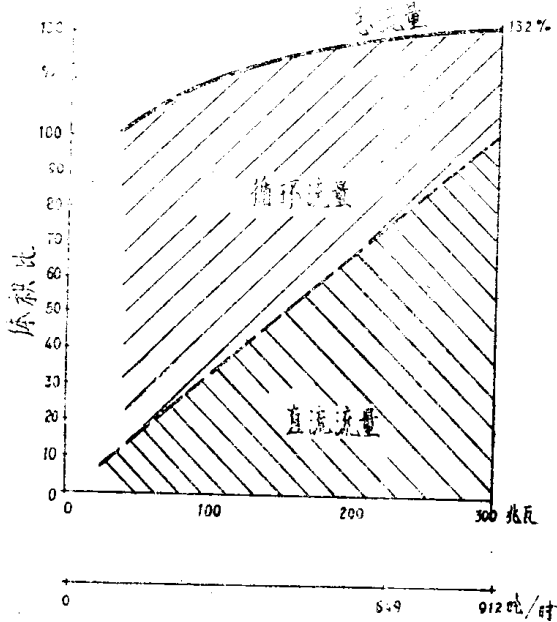


图11 燃油锅炉的蒸发器流量

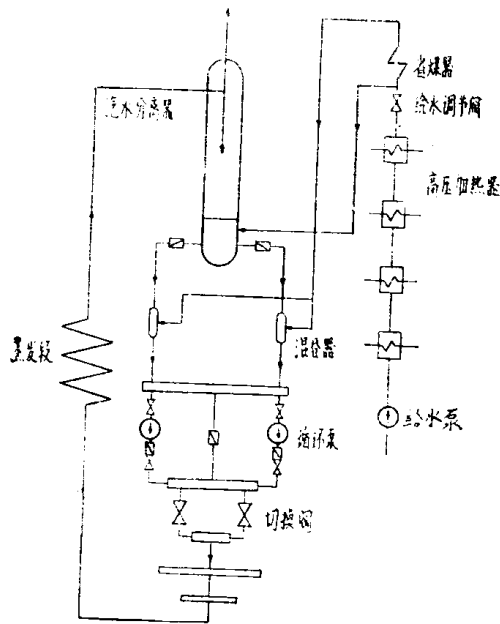


图12 燃油锅炉的循环系统示意图

从图上可以看出,当负荷降低时,沸腾水的份额将大于省煤器来的欠热水,因而循环泵前的水温更接近于沸腾水。在确定压力下降的允许速度时,应该注意到这种情况。但是,在已进行的运行试验中,在整个有意义的负荷范围内均作了相当高速的负荷(或压力)下降试验。关于这些试验的详细情况,将在以后

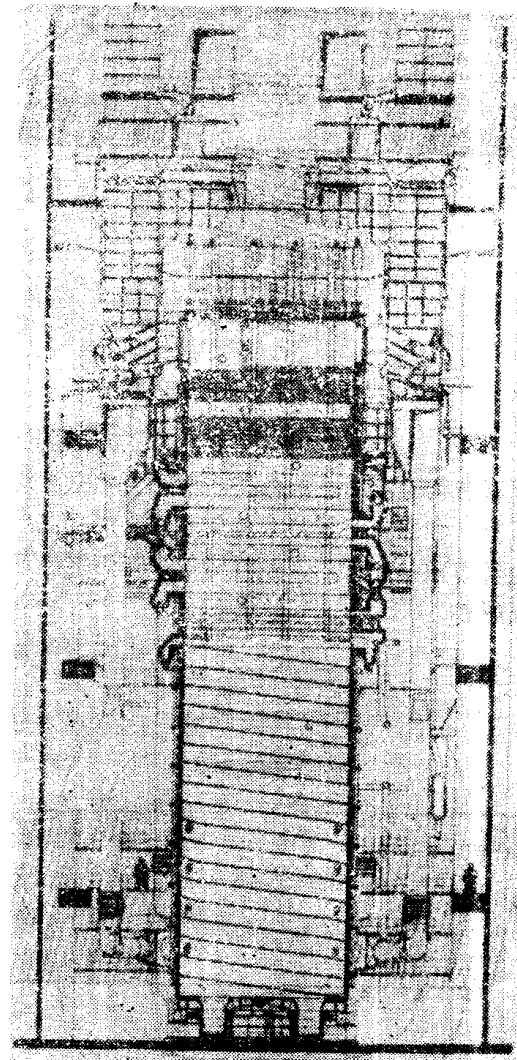


图13 苏尔寿单管式锅炉

图类似图9中的方案C。盘旋管在对流受热面下的联箱里结束。从这里起,介质自下而上通过与炉墙相平行的悬吊管并与分离器相连接。这些管子只在起动过程中或在低负荷时才含有水。这种30万瓩的燃油锅炉,最大连续出力为890吨/时,过热器出口压力为190表压,汽温为540/540℃。

图14和15表示具有盘旋管密封式焊接水冷壁的本生锅炉(塔型)。图14上的锅炉是某个电力公司的快速起动锅炉,蒸发量为590吨/时,额定压力为95表压,过热温度为485℃。燃料为重油。

图15是供应朝鲜某发电厂的锅炉。最大连续出力为700吨/时,额定压力为205表压,汽温为533/533℃。

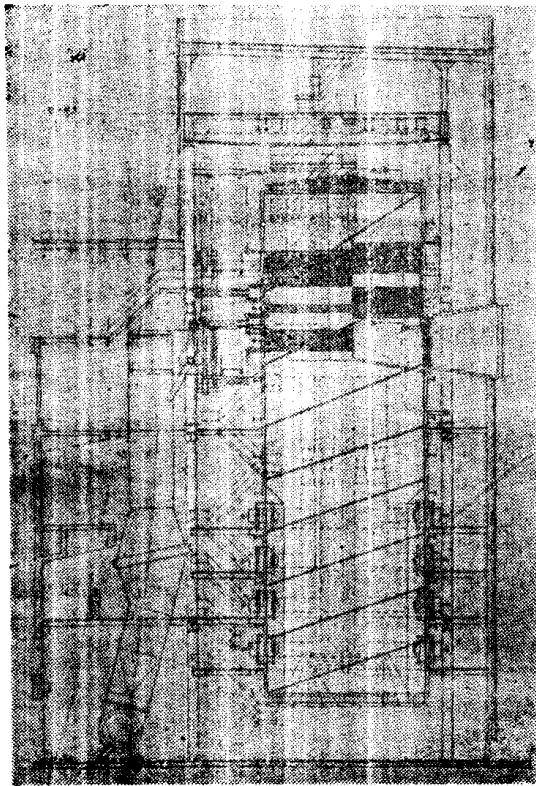


图14 本生锅炉（塔型），590吨/时，95表压，485°C

六、超临界直流锅炉

如同亚临界设备一样，对焊接水冷壁燃烧室提出的要求，有两种解决方案：

1. 在燃烧室内有附加循环的直流锅炉；
2. 盘旋缠绕的水冷壁。

关于具有附加循环的解决方案，特别在美国广泛流行着燃烧工程公司的苏尔寿复合循环锅炉。对这种具有复合循环的超临界锅炉的概念，制造厂是从下列两个条件出发的：

- ① 只应有单相介质流过水冷壁管，亦即在锅炉的这一部份永远是超临界压力；
- ② 在热态起动时应该使用高焓的低压蒸汽。

只有在水冷壁和过热器之间装设节流阀系统时，才能满足这两个条件。

根据在具有焊接水冷壁的强迫循环锅炉上取得的良好经验，人们发现在这种锅炉上行之有效的方法，也可应用于超临界范围内。这可在主回路内装设一台循环泵来达到，这台水泵好像“漂浮”在流道上，只在低于某个最低流量时才投入运行。这时，它减轻了给水泵的负担，所以总的动力消耗还是经济的。

流经水冷壁的介质与负荷的关系，如图16所示。在这个例子里，设备在100%和70%的负荷范围内，

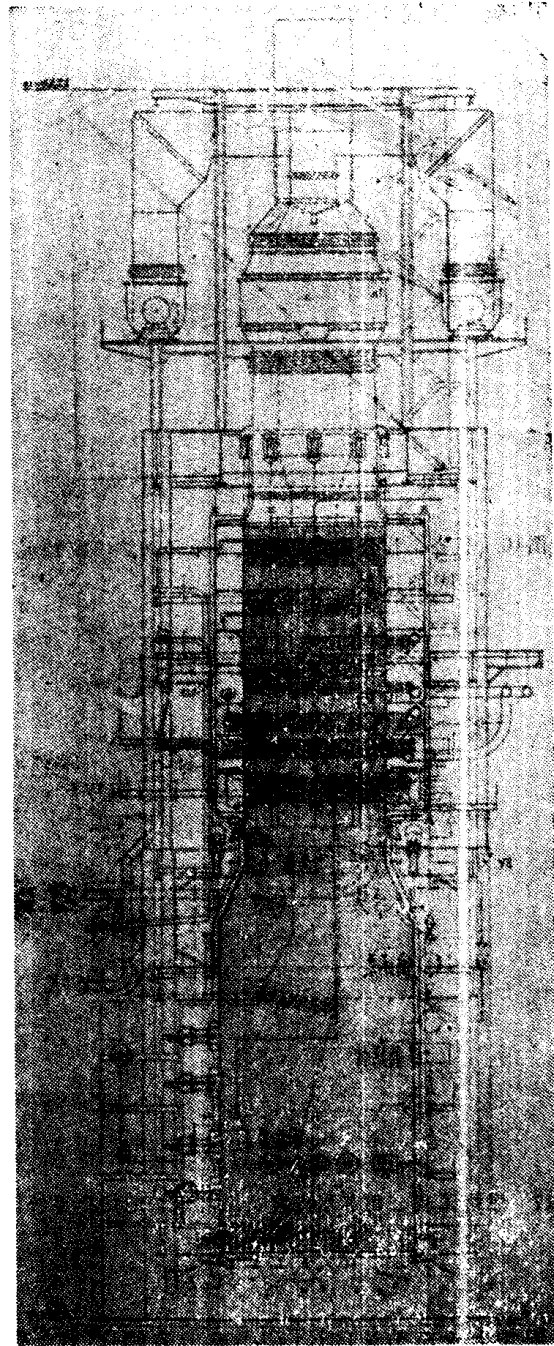


图15 本生锅炉（塔型Man），700吨/时，205表压，533/533°C

作为纯直流锅炉运行。只在低负荷时才投入循环泵，以给管子提供足够的保护。

这种动力机组的系统图如图17所示。给水在流经省煤器后进入混合器，如前所述，在低负荷时给水在这里与热水相混合，但在高负荷时便不再混合，而由循环泵送入水冷壁。阀系统BT（节流阀）和BTB（旁路节流阀）可保证前面的锅炉部件处于超临界压力下。经过这些阀后，蒸汽将降压到所期望的工作压力。在后面的过热器内再加热到预定的温度。其余的回路没有什么特殊之处。无论在蒸发器系统还是过热器系

统，均应装有安全阀。

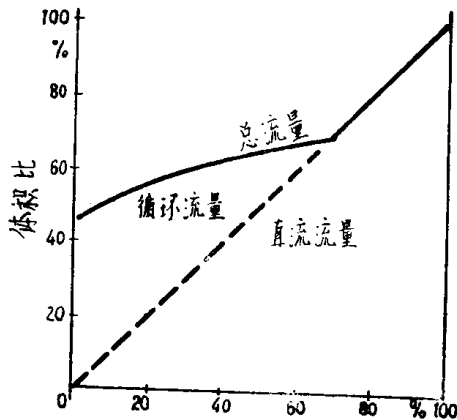


图16 燃烧工程公司苏尔寿复合循环锅炉中流经水冷壁流量

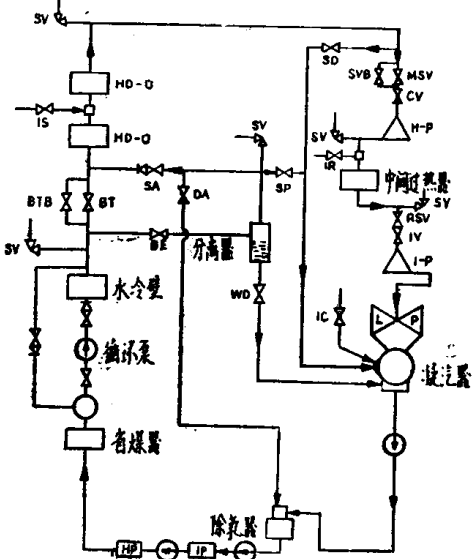


图17 燃烧工程公司苏尔寿复合循环锅炉的简化系统图

七、冷态起动

锅炉上水至节流阀BT和旁路节流阀BTB。借助给水泵建立超临界压力，并由排出阀BE来调节这一压力。在给水量为5%，并且循环泵投入的情况下，便可开始点火。在起动过程中，有水汽混合物进入分离器。当水经由可调排泄阀WD进入凝汽器时，饱和蒸汽则经由进汽阀SA进入过热器。产生的蒸汽应足以冲动汽轮机，并使其带上初始负荷。预热蒸汽管时凝成的凝结水，将流经排泄阀SD进入凝汽器。多余的蒸汽也将分离器经过溢流阀SP流入凝汽器。

当水冷壁出口的介质温度达到约420℃时，分离

器变干，即这里仅充满过热蒸汽。这时，便可将起动系统切除。首先将压力调节由BE阀切换至BTB阀。然后，开大节流阀BT进行压力调节，使压降减小。在负荷约为30%时，过热器出口的工作压力可达247表压。在继续升负荷过程中，汽轮机的调节阀将逐渐打开。制成的这种型的设备如图18所示，它在基斯通发电厂与90万千瓦的机组配套。蒸发量为2860吨/时，过热器出口压力为247表压，蒸汽温度为538/538℃。燃用煤，燃烧室用中间墙隔开。每半个燃烧室内，均装有4个角式喷燃器进行切向燃烧。该设备在数年前已成功地投入运行。

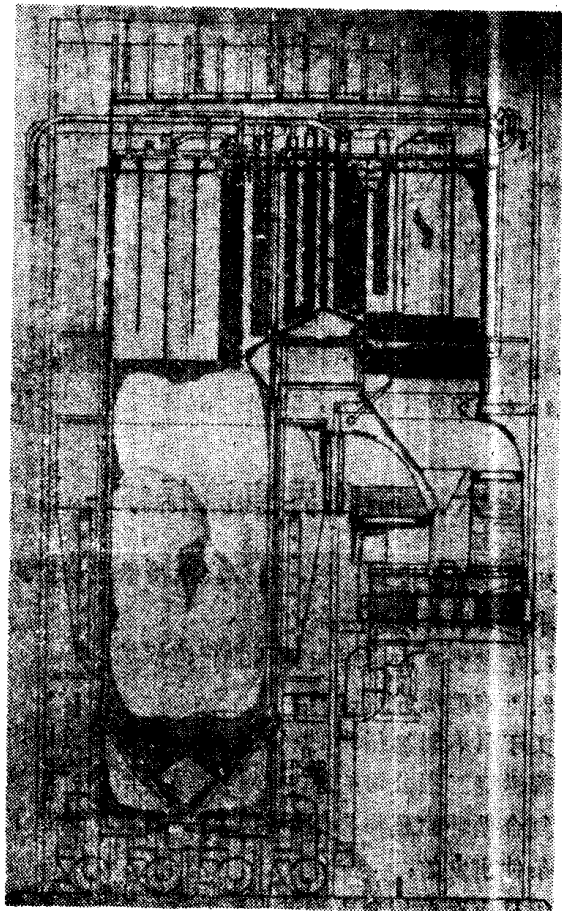


图18 基斯通2860吨/时锅炉

具有盘旋管水冷壁的超临界设备，从锅炉的观点来看，与同类型的亚临界结构没有什么重大差别。

火力发电和锅炉制造工程的发展还远没有终止，所以，在最近几年内一定还会出现许多新的型式和许多新的发展。

参考文献23种（略）

中试所译自西德《Energie》，1971，№3。

直流蒸发系统中流动的稳定性

所研究的问题考虑到蒸汽发生器的结构特性和影响介质流动性质的许多因素。

在1937年,恩·什纳肯贝尔格发表了如下形式的数学准则:

$$S = \frac{d\Delta P}{dD} \cdot \frac{D}{\Delta P} = 2 + \frac{D}{v} \cdot \frac{d\bar{v}}{dD} \dots\dots (1)$$

并且从S为正值到 $S_{min} = 2$ 时达到稳定。

彼得罗夫〔2〕根据进入蒸发区的水较之饱和水冷的欠热值导出了另外的准则式:

$$\Delta i \leq \frac{r v'}{v'' - v'} \left[7.46 - 3.23 \left(1 - \frac{v_1}{v'} \right) \right] \dots\dots (2)$$

如果假定 $v' = v_1$,那么方程简化为:

$$\Delta i \leq 7.46 \frac{r v'}{v'' - v'} \dots\dots\dots (3)$$

这也由姆·勒第内哥〔4〕得到。

秦真〔3〕在自己的准则中引进了局部阻力和蒸发段进口稳定节流圈的影响;该准则具有如下形式:

$$\frac{r}{\Delta i} \cdot \frac{v'}{v'' - v'} \left[1 + \left(\frac{f}{f_0} \right)^2 \eta_0 \right] \geq (1 + \eta) \frac{1 + 2\eta + 3 \left(\frac{L_{kco}}{L} \right)^2}{4 \cdot \frac{L_{kco}}{L}} \dots\dots (4)$$

式中

$$\eta_0 = \frac{\xi_0}{\lambda \frac{L}{d} + n \cdot \xi} \dots\dots\dots (5)$$

$$\eta = \frac{\xi}{\lambda \frac{L}{d} + n \cdot \xi}$$

在一定条件下此式与勒第内哥得到的准则相吻合:

$$\Delta i = \frac{\frac{v' r}{v'' - v'} \left[\left(\frac{f}{f_0} \right)^2 \cdot \xi_0 + \lambda \cdot \frac{L}{d} \right]}{\lambda \frac{L}{d} + 2 - \frac{3}{2} \sqrt{\frac{2}{3} \lambda \cdot \frac{L}{d} \left(\lambda \frac{L}{2d} + 2 \right)}} \dots\dots (6)$$

所有这些稳定性条件,都是沿蒸发管全长在恒原注: * * —— 标号附文后。

定热流下产生汽水混合物的情况下导出的。此外,上述稳定性准则仅仅适用于水平蒸发管,即没有考虑在锅炉中的静压力;因此,不能用于判定由立式蒸发管构成的蒸汽发生器系统。况且用于计算准则的这些公式,也未给出在一般条件(即考虑到装置的结构特性和工艺参数)下便于计算的分析形式。在方程(2)和方程(3)中所给定的作为准则的表达式与热负荷无关,而仅仅是压力和给水欠热的函数。此外,计算要耗费大量的时间。

因此,在1967年,在(捷克)布尔诺的高等技术学校所进行的工作考虑了流束的压力损失和蒸发管进出口间的静压差的影响,以便得到普遍的稳定性准则。这时还研究了节流圈的稳定作用。

一、介质在蒸发管内的状态及其出口影响的分析

分析求解是根据已知的数学条件,即蒸发管的阻力与流量关系的特性曲线是上升的。这意味着,在得到的特性曲线的任何一点的切线方向在第一象限具有正值。

在下列前提下求解:

- 1) 蒸发管可以是垂直的、水平的、倾斜的或者成“之”字形盘绕上升的蛇形管;
 - 2) 从蒸发段流出的汽水混合物为 $0 \leq x_2 \leq 1$;
 - 3) 热负荷沿管长均匀分布;
 - 4) 考虑到摩擦和局部阻力损失;
 - 5) 考虑到静止浮升力的影响(不考虑汽泡的超前);
 - 6) 考虑到装设稳定节流圈的可能性;
 - 7) 按蒸发器管的平均压力进行计算。
- 带有计算数据的蒸发管简图如图1所示。

二、各种形式损失的基本关系

由于摩擦和局部阻力引起的损失:

$$\Delta P_r = \left(\int_0^L \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2v} dL + \sum \xi \frac{\omega^2}{2v} \right) \cdot \frac{10^{-4}}{g} \dots (7)$$

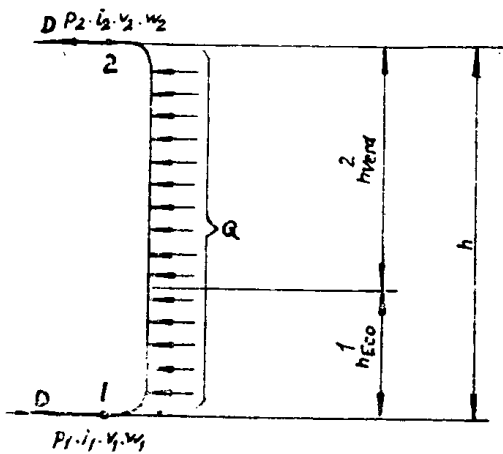


图1 蒸发管简图

1—省煤段长度；2—蒸发段长度。

由于局部阻力损失大约是摩擦损失的10%，因此，对于所论及的情况，用系数1.1来计算能够达到足够的精确度。假设λ为常数，方程（7）则成为：

$$\Delta P_r = \left(1.1 \frac{\lambda}{2d} \int_0^L \frac{\omega^2}{v} dL \right) \cdot \frac{10^{-4}}{g} \dots \dots (8)$$

在将ω和v的平均值

$$\bar{\omega}^2 = \frac{D^2 \cdot \bar{v}^2}{f^2}; \quad v = \frac{v_1 + v_2}{2} \dots \dots (9)$$

代入方程（8）并进行积分之后就得到摩擦和局部阻力的压力损失公式：

$$\Delta P_r = 1.1 \frac{\lambda}{2d} \cdot \frac{D^2}{f^2} \cdot (\bar{v}_{ECO} \cdot L_{ECO} + \bar{v}_{evd} \cdot L_{evd}) \cdot \frac{10^{-4}}{g} \dots \dots (10)$$

式中

$$L_{ECO} = \frac{\Delta i \cdot D}{Q} \cdot 3600 \cdot L \dots \dots (11)$$

$$L_{evd} = x_2 \cdot \frac{rD}{Q} \cdot 3600 \cdot L = \left(\frac{Q}{rD \cdot 3600} - \frac{\Delta i}{r} \right) \cdot \frac{rD}{Q} \cdot 3600 \cdot L \dots (12)$$

$$x_2 = \frac{Q}{3600 \cdot r \cdot D} - \frac{\Delta i}{r} \dots \dots (13)$$

$$\bar{v}_{ECO} = \frac{v_1 + v'}{2} \dots \dots (14)$$

$$\bar{v}_{evd} = v' + (v'' - v') \frac{x_2}{2} \dots \dots (15)$$

在式（15）中考虑了蒸汽的相对速度的影响。

将（11）至（15）式的值以及（9）式之值代入（10）式以后，得到如下计算摩擦和局部阻力影响的最后公式：

$$\Delta P_r = \frac{1.1 \cdot \lambda}{2f^2} \cdot \frac{3600 \cdot 10^{-4}}{Q \cdot g} \cdot L \left(\frac{\Delta i^2}{r} \cdot \frac{v'' - v'}{2} - \Delta i \frac{v' - v_1}{2} \right) \cdot D^3 - \frac{10^{-4}}{g} \cdot \frac{1.1 \cdot \lambda}{2f^2} \cdot \frac{3600 \cdot 10^{-4}}{Q \cdot g} \cdot L \left(\frac{\Delta i}{r} \cdot \frac{v'' - v'}{2} - v' \right) \cdot D^3 + \frac{1.1 \cdot \lambda}{2f^2} \cdot \frac{3600 \cdot 10^{-4}}{Q \cdot g} \cdot L \cdot \frac{v'' - v'}{2} \cdot \frac{Q}{3600r} \cdot \frac{10^{-4}}{g} \cdot D \dots \dots (16)$$

此方程用三次抛物线描述，如图2所示。

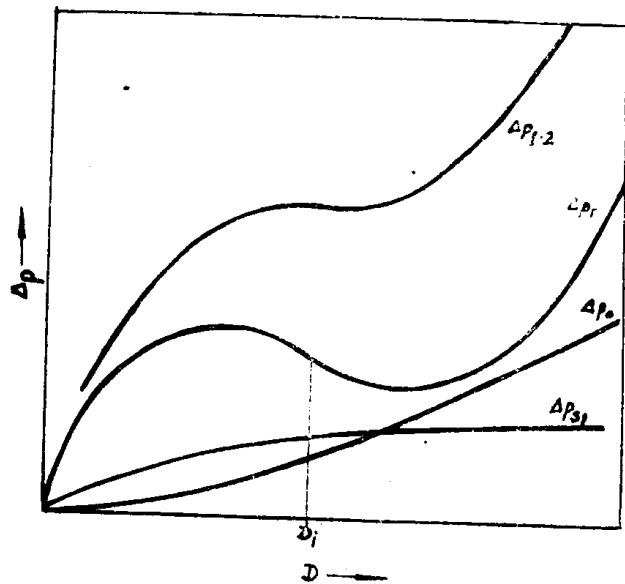


图2 流束中压降、静压和节流圈阻力与流量关系的变化

三、静止浮升力

静止浮升力的影响由下列关系式确定：

$$\Delta P_{st} = \left(\frac{h_{ECO}}{v_{ECO}} + \frac{h_{evd}}{v_{evd}} \right) \cdot 10^{-4} \dots \dots (17)$$

假定沿管长的变化均匀，并将（14）和（15）式中的 v_{ECO} 及 v_{evd} 值代入，则 ΔP_{st} 的最终表达式为：

$$\Delta P_{st} = h \cdot \frac{D \cdot 10^{-4}}{Q} \cdot 3600 \left[\frac{2}{v_1 + v'} \cdot \Delta i + \frac{1}{v' \cdot v''} \cdot r \cdot 3600 \times \frac{\frac{Q}{3600} + \Delta i \cdot D}{Q \cdot \frac{v'' - v'}{2v'v''} + 3600 \cdot \frac{v'' - v'}{2v'v''} \left(\frac{2rv'}{v'' - v'} - \Delta i \right) \cdot D} \right] \dots \dots (18)$$

ΔP_{st} 与流量的关系见图2。

四、流束的加速损失

由于管子进出口之间介质速度的变化而产生的损失由下式确定：

$$\Delta P_i = \frac{D^2}{f^2} \left[v' + \alpha_2(v'' - v') - v_1 \right] \cdot \frac{10^{-4}}{g} \dots (19)$$

该项损失是在压力为60~200公斤/厘米²时计算的；同时，动压差大约是蒸发管总损失的3.6%；用百分比表示时它与压力及流量无关。

由于这一项对静压特性的影响很小，故在以下的计算中该项可略而不计。

五、稳定节流圈的阻力

在蒸发管进口处装设节流圈的压力损失等于：

$$\Delta P_o = \xi_o \cdot \frac{\omega_o^2}{2v_1} \cdot \frac{10^{-4}}{g} \dots (20)$$

$$\text{将由表达式 } \omega_o = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{v_1}{d_o^2} \cdot D \dots (21)$$

得出的 ω_o 代入方程 (20) 以后得：

$$\begin{aligned} \Delta P_o &= \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \xi_o \cdot \frac{v_1}{d_o^4} \cdot D^2 \cdot \frac{10^{-4}}{g} \\ &= 0.81 \xi_o \cdot \frac{1}{d_o^4} \cdot v_1 \cdot D^2 \cdot \frac{10^{-4}}{g} \dots (22) \end{aligned}$$

六、准则的一般方程

蒸发管水动力特性的最终表达式具有如下形式：

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_i + \Delta P_{f1} + \Delta P_o \dots (23)$$

将各单项损失用 (16)、(18) 和 (22) 的表达式代入以后，可得

$$\begin{aligned} \Delta P_{1-2} &= \frac{1.1 \cdot \lambda}{2f^2 \cdot d} \cdot \frac{3600 \cdot 10^{-4}}{Q \cdot g} \cdot L \\ &\cdot \left(\frac{\Delta i^2}{r} \cdot \frac{v'' - v'}{2} - \Delta i \cdot \frac{v' - v_1}{2} \right) \cdot D^3 \\ &- \frac{10^{-4}}{g} \cdot \frac{1.1 \cdot \lambda}{2f^2 \cdot d} \cdot L \left(\frac{\Delta i}{r} \cdot \frac{v'' - v'}{2} - v' \right) \cdot D^2 \\ &+ \frac{1.1 \cdot \lambda}{2f^2 \cdot d} \cdot L \cdot \frac{v'' - v'}{2} \cdot \frac{Q}{3600 \cdot r} \cdot \frac{10^{-4}}{g} \cdot D \\ &+ h \cdot \frac{D \cdot 10^{-4}}{Q} \cdot 3600 \left[\frac{2}{v_1 + v'} \Delta i + \frac{3600r}{v' v''} \right] \end{aligned}$$

[* 译注：俄译文为加速损失，似为静止浮升压头之误。]

$$\begin{aligned} &\cdot \frac{\frac{Q}{3660} - \Delta i \cdot D}{2v'v''} + 3600 \frac{v'' - v'}{2v'v''} \left(\frac{2rv'}{v'' - v'} - \Delta i \right) \cdot D \\ &+ 0.81 \xi_o \cdot \frac{1}{d_o^4} \cdot v_1 \cdot D^2 \cdot \frac{10^{-4}}{g} \dots (24) \end{aligned}$$

方程 (24) 右部的前三项计算摩擦，第四项计算静止浮升压头 (*)，第五项计算节流圈阻力。特性曲线上各成分的变化见图 2。从该图看出，函数 ΔP ，不是单值的。因此，总的特性可能是多值的，这个特性要由各部分 (ΔP_i ， ΔP_{f1} ， ΔP_o) 的变化特征决定。

正如图 3 所示，可以根据与流量有关的单值性条件建立边界条件。

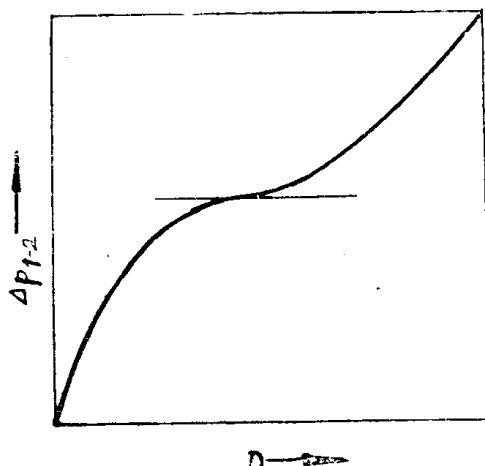


图 3

注意到各项对特性曲线形状的影响，稳定性条件可以用以下方式表示。

对于给定的流束特征参数 Δi 、 P ，可以选择这样的稳定节流圈的截面，使总的曲线 (见图 3) 具有拐点，在该点两条极值曲线的值相吻合。在数学上这意味着 ΔP_{1-2} 对流量的二阶导数等于 0：

$$\frac{\partial^2 \Delta P_{1-2}}{\partial D^2} = 0 \dots (25)$$

当特性稳定时，在拐点的切线方向应符合以下条件：

$$\text{tg} \alpha = \left(\frac{\partial \Delta P_{1-2}}{\partial D} \right)_{D_i} \geq 0 \dots (26)$$

由于按方程 (25) 将 (24) 微分后得到具有 D 的五次方的不解方程，因此提出了一种近似的解法。

确定稳定性条件的这种方法在于，对于特性曲线上的拐点，仅仅按照耗于摩擦损失的那一项来计算流

量，而所有各项的总影响则由方程(26)来完成。

由方程(16)得到：

$$\frac{\partial^2 \Delta P_r}{\partial D^2} = 6 \frac{1.1}{2f^2} \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{3600 \cdot 10^{-4}}{Q \cdot g} \cdot L \cdot \left(\frac{\Delta i^2}{r} \cdot \frac{v''-v'}{2} - \Delta i \cdot \frac{v'-v_1}{2} \right) \cdot D_i - 2 \cdot \frac{1.1}{2f^2} \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot L \cdot \left(\frac{\Delta i}{r} \cdot \frac{v''-v'}{2} - v' \right) \cdot \frac{10^{-4}}{g} \dots (27)$$

利用方程(25)，得

$$D_i = \frac{2}{3} \cdot \frac{Q}{3600} \cdot \frac{1}{\Delta i} \cdot \frac{\frac{\Delta i}{r} - \frac{v'}{v''-v'}}{\frac{\Delta i}{r} - \frac{v'-v_1}{v''-v'}} \dots (28)$$

将 \$D_i\$ 代入方程(24)则得：

$$\left(\frac{\partial \Delta P_{1-2}}{\partial D} \right)_{D_i} = - \frac{2}{3} \cdot \frac{1.1}{2f^2} \cdot \frac{\lambda L^2}{d} \cdot \frac{Q}{3600 \Delta i} v' \cdot \frac{(2y-1)^2 - \frac{3}{2}y(2y+a-1)}{2y+a-1} + \frac{2}{v_1+v'} \cdot \frac{\Delta i}{Q} \cdot 3600 \cdot g \cdot h + 3600 \frac{1}{v''-v'} \cdot g \cdot h \cdot \frac{r \Delta i^2}{Q} \cdot \frac{1}{y} \cdot C + 1.62 \xi_0 \cdot \frac{1}{d_0^4} \cdot v_1 \cdot \frac{Q}{3600} \cdot \frac{2}{3 \Delta i} \cdot \frac{2y-1}{2y+a-1} \geq 0 \dots (29)$$

式中

$$a = \frac{v_1}{v'} \dots (30)$$

$$y = \frac{v''-v'}{v'} \cdot \frac{\Delta i}{2r} \dots (31)$$

将这些表达式代入按方程(26)的稳定性条件，并将表征结构和工况的因素移至不等式的两边之后，得到下式：

$$26.9 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{Q}{f} \sqrt{\frac{\lambda}{d} \cdot \frac{L}{h}} \leq \frac{\Delta i}{v'} \sqrt{b(1 + \frac{a+1}{2} \cdot C)} \dots (32)$$

式中

$$b = \frac{2y+a-1}{(a+1)[2y^2-y(3a+5)+2-3.64\kappa a(2y-1)]} \dots (33)$$

$$C = \frac{4y^3+4y^2(3a-5)+y(9a^2-6a+17)-4}{4y^4+12y^3(a+1)+y^2(9a^2+18a+1)-12y(a+1)+4} \dots (34)$$

$$\kappa = \frac{d}{\lambda} \left(\frac{d}{d_0} \right)^4 \cdot \frac{\xi_0}{L} \dots (35)$$

在蒸发管中无节流圈的情况下，方程(33)中 \$\kappa\$ 值等于 0。

方程的左部用 \$K_{TBB}\$ 表示后

$$K_{TBB} = 26.9 \cdot 10^{-6} \times \frac{Q}{f} \sqrt{\frac{\lambda}{d} \cdot \frac{L}{h}} \dots (36)$$

我们得到稳定性条件的最后表达式：

$$K_{TBB} \leq \frac{\Delta i}{v'} \sqrt{b(1 + \frac{a+1}{2} \cdot C)} \dots (37)$$

方程(37)中的 \$K_{TBB}\$ 值由锅炉的结构特性和热负荷决定。不等式的右部在给定节流度时，由管子入口处的欠热 \$\Delta i = i' - i_1\$ 和流动介质的性质决定。

七、稳定性准则计算

表示稳定性条件的公式(方程37)具有能对各种运行条件(给水压力、温度以及在蒸发管入口的节流度)进行计算的形式。为了节省判定稳定性的时间，布尔诺工学院用“明斯克-22”型计算机对下列参数进行了计算：\$P = 20 \sim 220\$ 公斤/厘米\$^2\$，\$\Delta i = 1.1 \sim 359.1\$ 大卡/公斤；\$\kappa = 0 \sim 5\$。

对于不同的结构数据(蒸发管的直径和长度)和各种节流圈直径，为确定相对节流度 \$\kappa\$ 进行了计算。这些计算说明，通常直流锅炉的 \$\kappa\$ 值在 \$0.1 \sim 0.4\$ 范围内，个别情况下为 \$0.1 \sim 0.2\$。而蒸发区带有再循环的锅炉，其 \$\kappa\$ 值等于 \$0.3 \sim 0.45\$。

因此，对准则 \$K_{TBB}\$ 的计算实际上是对燃用有机燃料的蒸汽锅炉和原子站的蒸汽发生器，在所有可能的参数和结构特性的范围内进行的。为了便于实际计算，建立了图表，在图表中 \$K_{TBB}\$ 值由给水欠热、压力和 \$\kappa\$ 值确定。

作为例子，图4提供了当 \$\kappa = 0.2\$ 时 \$K\$ 与欠热和力的关系。

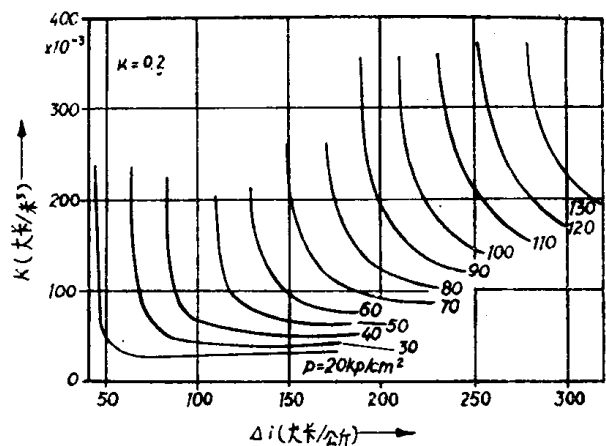


图4 \$\kappa = 0.2\$ 时 \$K_{gr}\$ 与 \$\Delta i\$ 及 \$P\$ 的关系

每条曲线均给出了稳定性准则的界限值，超过该界限值便导致水动力特性的不稳定性。在超过每一压力所对应的给水欠热的界限值时，流动总是不稳定的。

给定压力下的每一条K曲线将蒸发管的全部工作范围分成两部分。在该线以下的区域对应于稳定的水动力特性，而在曲线以上的区域则表示不稳定的特性值。在图5中可以看出，随着压力的升高，水动力特性的单值性区域扩大；同样，减少给水欠热与提高蒸发段入口的节流度也起相同的作用。

根据这些计算可以得出结论，管进口节流度的极限值与每一压力相适应，若超过该极限值，则在任何给水欠热、任何蒸发管热负荷和任何结构参数时流动都是稳定的。如果将 κ 的这些数值与压力的关系代换，可以得到如图6所表示的界限曲线。

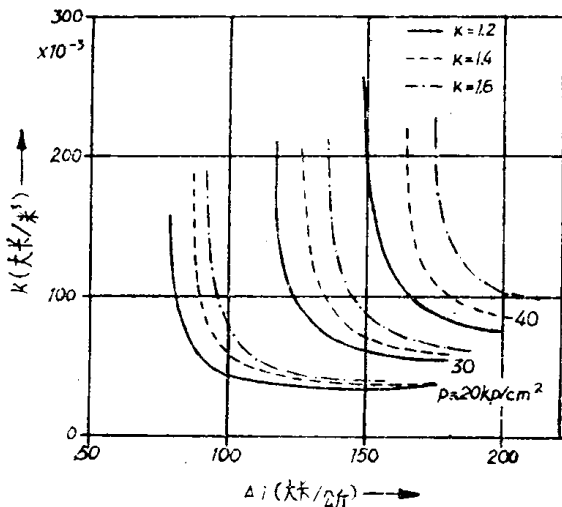


图5 当 $\kappa = 1.2, 1.4, 1.6$ 时 K_{gr} 与给水欠热及压力的关系

位于界限曲线以上的区域表示在任何运行条件下流动的稳定性。在界限曲线以下的 κ 值，是对应于单值的特性还是非单值的特性，要取决于每一具体条件下的 Δi 和 K 值。如果用给水的欠热极限值来补充，该区域可以部分地具体化，如图6所示。对于给定的压力和节流度，在每一条 Δi_{gr} 曲线以下的区域均指明特性的稳定性。例如，对于压力为80公斤/厘米²、入口相对节流度 $\kappa = 0.15$ 的锅炉（见图6）， $\Delta i_{gr} = 157$ 大卡/公斤。

如果水的实际欠热 $\Delta i < \Delta i_{gr}$ ，那么特性是单值的，而在蒸发部分的流动也将是稳定的。如果 $\Delta i > \Delta i_{gr}$ ，那么为了查明特性是否稳定的问题，还必须注意蒸发系统的热负荷值和结构特性。必须按照方程(36)来计算稳定性准则，并将其与稳定性准则的极限值相比较，该极限值是对给定参数($P, \Delta i, \kappa$)计算出来的，或者用图4提供的线图并考虑到 κ 值而确定

的。

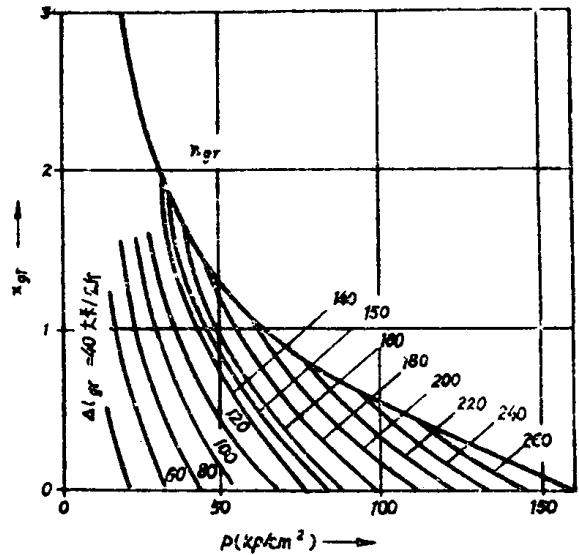


图6 界限节流度与压力的关系

例如，设准则的计算值 $K_{r_{gr}} = 140$ 大卡/米²，平均压力为80公斤/厘米²，水的欠热 $\Delta i = 200$ 大卡/公斤。在线算图7〔它表示方程(32)的右半部并用计算机求出〕上表明，为了获得蒸发管的稳定特性，节流度的最小值应等于0.275。

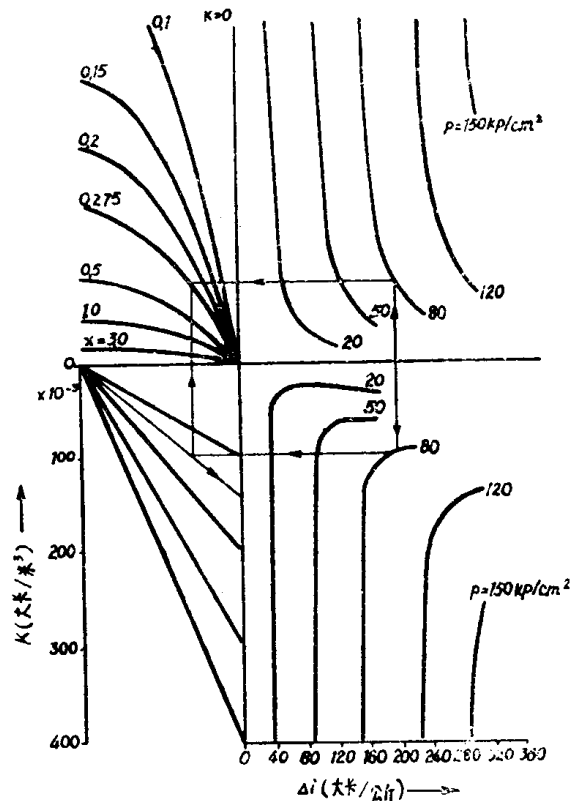


图7 检验流动稳定性的线图

根据这个值可以按下式来确定节流圈的直径：

$$d_0 = d \sqrt{\frac{4}{\kappa \cdot \lambda \cdot L} \frac{d \xi_0}{\dots}} \quad \dots \dots \dots (38)$$

式中的 ξ_0 和 λ 值可借助图8和图9〔6〕所提供的线图来确定。这样，在布尔诺工学院所完成的工作，便可用来计算各种参数对特性曲线形状的影响。

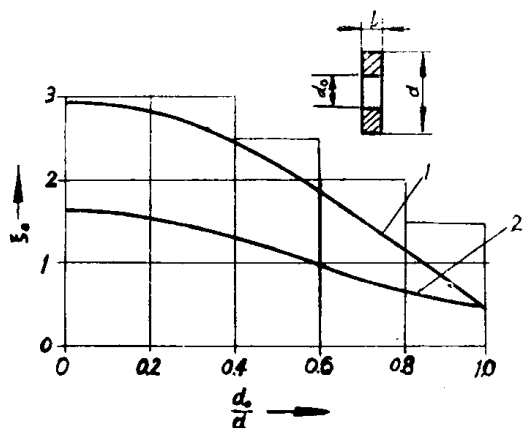


图8 节流圈的阻力系数

1—带锐边或 $L/d \leq 0.5$ 的钝边孔板；2—当 $L/d \geq 1$ 时的圆柱形孔板。

注：当 $L/d = 0.5 \sim 1$ 时， ξ_0 值用内插法在曲线1、2之间确定。

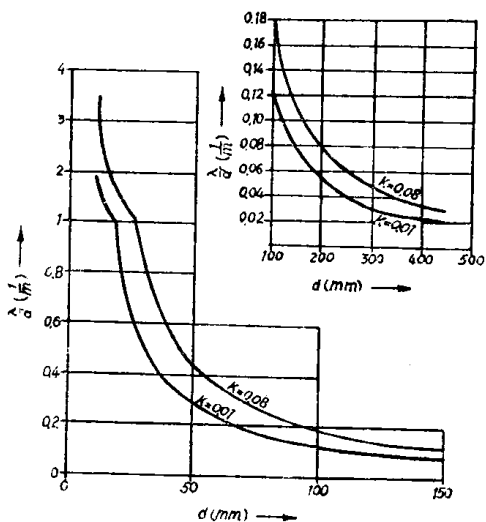


图9 管子的摩擦阻力系数

对奥氏体钢管 $K = 0.01$ ；对碳钢及珠光体钢管 $K = 0.08$ 。

借助于由布尔诺工学院所提供的方法来监督稳定性，还可确定在特性仍然稳定时蒸发管的最大热负荷：

$$Q_{max} \leq Q \frac{K_{gr}}{K} \quad \dots\dots\dots (39)$$

$$\frac{K_{gr}}{K} = \frac{Q_{max}}{Q} \quad \dots\dots\dots (40)$$

公式(40)根据流动稳定性条件，给出了各蒸发

管间热力不均匀性的允许值。

八、所得结果与其他作者的数据的比较

本节将本文中所得到的准则与已知的稳定性条件(方程1、2、3、4、和6)进行比较。

如果在方程(23)中将系统高度差和节流圈阻力所引起的压力降忽略不计，那么方程(29)可化为

$$\left(\frac{\partial \Delta P_{1-2}}{\partial D} \right)_{D_i} = \left(\frac{\partial \Delta P_r}{\partial D} \right)_{D_i} \geq 0 \quad \dots\dots\dots (41)$$

经过相应的变换后，得

$$\frac{\Delta i}{r} (v'' - v') - v' \leq$$

$$\sqrt{0.75 \frac{\Delta i}{r} (v'' - v') \left[\frac{\Delta i}{r} (v'' - v') - v' + v_1 \right]} \quad \dots\dots\dots (42)$$

如果将方程(42)的右半部展开成泰勒级数，并取前两项，就得到公式：

$$\Delta i \leq \left[7.46 - 3.23 \left(1 - \frac{v_1}{v'} \right) \right] \frac{v' r}{v'' - v'} \quad \dots\dots\dots (42a)$$

这就是早先由彼得罗夫得到的稳定性条件〔2〕。将 $v_1 = v'$ 代入方程(42)就得到勒第内哥的稳定条件〔3〕。

为了确定在介质入口处不需要节流时的最低温度值，勃朗克也曾导出了方程(42)。

可以把根据本文(即布尔诺工学院)的数据求得的节流度与根据勃朗克〔5〕的数据所求得的节流度进行比较。若不计方程(23)中的静压差和局部阻力的影响，则得方程

$$K_{DTHB} \geq \frac{K_{KTHB}}{2v_1} \left[(A - v') - 0.75 \frac{A(A - v' + v_1)}{A - v'} \right] \quad \dots\dots\dots (43)$$

此式根据本研究结果可给出必需的节流度。

在方程(43)中，也引用了与勃朗克著作中一样的符号。

$$K_{KB} = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{1}{2f^2} \quad \text{—按勃朗克} \quad \dots\dots\dots (44)$$

$$K_{KTHB} = 1.1 \cdot \frac{\lambda L}{d} \cdot \frac{1}{2f^2} \quad \text{—按THB}$$

$$K_{DB} = \left(\frac{1}{m\alpha} - 1 \right)^2 \cdot \frac{1}{2f^2} \quad \dots\dots\dots (45)$$

$$A = \frac{\Delta i}{r} (v'' - v') \quad \dots\dots\dots (46)$$

根据勃朗克的研究，最小节流度由下式计算

$$K_{DB} \geq \frac{K_{KB}}{v_1} \left[(A-v') - \sqrt{0.75A(A-v'+v_1)} \right] \dots\dots\dots (47)$$

为了比较由 THB和由 勃朗克所 计算出的 节流 度, 建立比值

$$\frac{K_{DB}}{K_{D THB}} = \frac{2(A-v')}{(A-v') + \sqrt{0.75A(A-v'+v_1)}} \dots (48)$$

当节流时产生如下关系:

$$(A-v') > \sqrt{0.75A(A-v'+v_1)} \dots (49)$$

由此得

$$\frac{K_{DB}}{K_{D THB}} > 1.0 \dots\dots\dots (50)$$

如果对于 K_D 也采用勃朗克所用的符号, 则得

$$K_{D THB} = \xi_0 \frac{1}{2f^2} \cdot \frac{1}{m^2} \cdot \left(\frac{1}{(m\alpha)_{THB}} - 1 \right)^2 \cdot \frac{1}{2f^2} \cdot (m\alpha)_{THB} \cdot \frac{1}{1 + \sqrt{\xi_0}} \cdot \frac{1}{1 + \sqrt{K_1 K_2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{(A-v') + \sqrt{0.75A(A-v'+v_1)}{2(A-v')}}{m}}} \dots\dots\dots (51)$$

由勃朗克的方程得

$$(m\alpha)_B = \frac{1}{1 + \sqrt{K_1 K_2}} \dots\dots\dots (52)$$

式中:

$$K_1 = \lambda \frac{L}{d} + \sum \xi;$$

$$K_2 = \sqrt{\frac{(A-v') - \sqrt{0.75A(A-v'+v_1)}}{v_1}}$$

比较 $(m\alpha)_{THB}$ 和 $(m\alpha)_B$ 以后得出结论:

$$(d_0)_{THB} > (d_0)_B \dots\dots\dots (53)$$

即按照 THB 数据计算出的节流圈最大直径比按勃朗克数据计算的值要大; 当压力为 20~220 公斤/厘米² 时, 其差值取决于给水温度, 并在 0.6% 到 1.6% 之间变动。该差值是在计算公式中各原始数据的测量精度范围内。 [正文完]

规定符号:

d — 管子内径 [米]

f — 管子内截面积 [米²]

g — 重力加速度 [米/秒²]

h — 标高 [米]

i — 焓 [大卡/公斤]

$\Delta i = i' - i_1$ — 距饱和温度的欠热 [大卡/公斤]

L — 蒸发管长度 [米]

$m = \frac{f_0}{f}$ — 节流孔截面与管子内截面之比

n — 局部阻力数目

P — 压力 [公斤/厘米²]

ΔP — 压差 [公斤/厘米²]

r — 汽化潜热 [大卡/公斤]

v — 比容 [米³/公斤]

ω — 速度 [米/秒]

x — 蒸汽干度

D — 介质的重量流量 [公斤/秒]

K — 稳定性准则 [大卡/米²]

Q — 热负荷 [大卡/时]

λ — 摩擦阻力系数

ξ — 局部阻力系数

ζ — 涡流损失系数

κ — 相对节流量

角码:

1 — 进口

2 — 出口

scs — 省煤段

verd — 蒸发段

d — 关于加速度

i — 拐点

o — 关于节流圈

st — 关于标高

r — 关于摩擦和局部阻力

gr — 限值

r_{THB} — 根据布尔诺工学院的数据

r_B — 根据勃朗克的数据

' — 对于沸腾液体

" — 对于饱和蒸汽

— — 平均值

参考文献 7 种 (略)

原载西德《VGB》1970, 50, №4.

中试所译自苏联快报《Теплоэнергетика》, 1970, №44.

蒸发管中的流动稳定性问题

一、序言

由于流动不稳定性引起的蒸发管损坏，在实践中还经常发生。为了能够有效地预防这种现象，曾多次把它作为研究课题。虽然用来避免流动不稳定性的准则是不少的，但是，这些准则都是在解决给定问题时不得不加以简化的条件下得出的。这些准则只能在相应的简化条件下应用，因而没有普遍性。对于不同的蒸发区而言，尤其是这样。由于这些蒸发区的不同流动条件便显示出各种积分区，而这些积分区的界限应很好加以区分，这在应用上述准则时往往被忽略，因而引起重大错误。

从前在研究上的根本性缺点，在于事先假定摩擦系数不随介质状态的变化而变化。但是在已发表的文献中，根据不同作者的实验结果，都说明汽泡沸腾时的摩擦系数比均质流动时有重大变化，因而绝不能忽视这个因素。由于这些缺点和由此而改变的某些提法，促使我们再来研究流动不稳定性问题，并且试图用新的研究成果来探讨产生流动不稳定性的原因。

因为蒸发器和省煤器的工作条件非常不同，并且还存在着有水平管和垂直管、循环系统和直流系统以及它们多种形式组合的受热面，因而确立通用的表达式是很困难的。即使得出很复杂的公式，也无法阐明其重要实质。

因此，我们随后将仅限于研究简化的例子。这时，我们首先应该明确一下各种影响因素，以便能彻底防止流动的不稳定性。但是，在每个具体情况下，不可避免地都要进行一些专门计算，并且像以前遇到的情况一样，也要采用某些其它限制条件。

二、管中压降

假定向长度为 dL 的管段上导入热量 dQ ，那么管内流动介质的焓及其比容将发生变化（图 1）。

因为管截面和质量流量是恒定的，所以比容变化将引起决定管中压降的速度的变化。由于存在压头的差别，尤其是由于摩擦损失，对压降将产生附加的影响。当用欧勒运动方程表示这些关系时，将为

$$\rho \omega d\omega + dp + \rho g dH + \tau_w \frac{U}{f} dL = 0 \quad \dots (1)$$

$$\text{由于 } \rho \omega = \frac{\dot{m}}{f} = \frac{4 \dot{m}}{\pi d^2}, \quad d\omega = \frac{4 \dot{m}}{\pi d^2} du$$

$$\tau_w \frac{U}{f} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2} = \frac{8 \lambda}{\pi^2 d^5} \dot{m}^2 u$$

$$\text{以及 } dH = \frac{H_i}{L_i} dL$$

式中 i_i —管段数，于是可写成

$$-dp = \frac{16 \dot{m}^2}{\pi^2} \cdot \frac{du}{d^4} + \frac{g H_i}{L_i} \cdot \frac{dL}{u} + \frac{8 \dot{m}^2}{\pi^2} \cdot \frac{\lambda u dL}{d^5} \quad \dots (2)$$

（注：原文将 L_i 误为 l_i ）

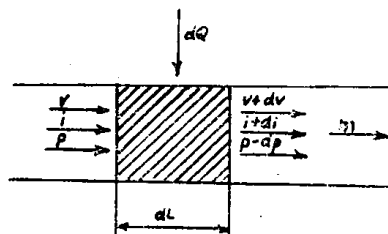


图1 在受热蒸发管中介质状态的变化

这是进行这种研究的初始公式，在解该式时将遇到某些困难，首先是关于积分区界限的困难。一方面，从几何观点而言，如压头和管径等，这是不变的界限，而另一方面，从热的观点而言，各蒸发区由于质量流量和热负荷的变化，将局部地移动，因而该界限又是变动的。为了研究各种因素对流动过程的影响，可以假定压头和管径不变，这样就可以没有不变动的积分区。其次，应该仅限于对直流锅炉管的研究，这时 $du \ll dL$ ，并且，这样也可将加速度项略而不计。在这些条件下可以把方程（2）简化为：

$$\Delta P = \frac{8 \dot{m}^2}{\pi^2 d^5} \int \lambda u dL \quad \dots (3)$$

$$\text{这时 } d\dot{Q} = q_R dL = \dot{m} di \quad \dots (4)$$

$$\text{由此 } \dot{Q} = \sum q_R \Delta L = q_{R_m} L \quad (\text{注：角码 } m \text{ 系平均值}) \quad \dots (5)$$

$$\dot{m} = \frac{\sum q_R \Delta L}{\Delta i} = \frac{\dot{Q}}{i_2 - i_1} \quad \dots (6)$$